Turbines hydrauliques

Description et évolution

par **André L. JAUMOTTE**
Ingénieur civil
Professeur à l'Université libre de Bruxelles

Pierre DECOCK
Ingénieur civil
Chef de travaux à l'Université libre de Bruxelles

Lucien MEGNINT
Ingénieur des Arts et Manufactures
Ancien Adjoint au Directeur Technique de la Société Neyrpic

et **Georges VERDURAND**
Ingénieur des Arts et Manufactures
Ancien Directeur Technique des Ateliers Bouvier (actuellement Bouvier Hydro-Grenoble)

Cet article a été revu et augmenté par les deux derniers auteurs.

1.	**Turbines Pelton**	B 4 407 - 2
1.1	Distributeur	— 2
1.2	Roue	— 3
1.3	Turbines à jet unique	— 3
1.4	Turbines à jets multiples	— 3
1.5	Fonctionnement à contre-pression	— 4
1.6	Régulation du débit	— 4
1.7	Organes de garde	— 7
2.	**Turbines Francis**	— 7
2.1	Conception et études hydrauliques	— 7
2.2	Conception mécanique	— 7
2.3	Organes de garde	— 8
2.4	Technologie de réalisation	— 9
2.5	Régulation	— 9
2.6	Fonctionnement	— 9
3.	**Turbines Kaplan et hélice**	— 10
3.1	Conception mécanique	— 11
3.2	Organe de garde	— 12
3.3	Régulation	— 12
3.4	Fonctionnement en déchargeur	— 12
4.	**Turbines à écoulement axial ou groupes bulbes**	— 12
4.1	Structure générale	— 12
4.2	Conception mécanique	— 13
4.3	Régulation	— 14
4.4	Vanne aval de protection	— 14
5.	**Turbines-pompes**	— 14
5.1	Groupes ternaires	— 15
5.2	Groupes réversibles	— 16
5.3	Groupe isogyre	— 19

Sauf cas particulier, une turbine hydraulique comporte les trois organes caractéristiques des turbomachines, à savoir : un ***distributeur****, le* ***rotor*** *et éventuellement un* ***diffuseur****. Rappelons que le rôle de ces divers organes a été succinctement analysé dans l'article* ***Théorie générale des turbomachines*** *[B 4 400].*

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

*Signalons cependant ici que si les **turbines à action** ne comportent **pas de diffuseur**, pour les **turbines à réaction**, par contre, le **diffuseur** existe toujours. Il sert à récupérer une fraction de l'énergie cinétique à la sortie de la roue et la hauteur géométrique existant entre cette sortie et le niveau aval de l'aménagement. De par sa fonction, il crée ainsi une dépression à la sortie de la roue et, pour cette raison, il est souvent appelé **aspirateur ou tuyau d'aspiration**.*

Les différents types de turbines hydrauliques répondent à des fonctions relativement précises qui peuvent servir de base à une classification sommaire. Distinguons ainsi :

*— les **turbines Pelton** adaptées aux chutes supérieures à 400 m et de puissance maximale possible de 350 MW ;*

*— les **turbines Francis** adaptées aux chutes moyennes comprises entre 40 et 800 m et de puissance maximale possible de 1 000 MW ;*

*— les **turbines Kaplan et hélice** fonctionnant sous des basses chutes, normalement inférieures à 60 m, et de puissance maximale possible de 250 MW ;*

*— les **groupes bulbes**, de type entièrement immergé, adaptés aux basses chutes également mais en moyenne plus basses que pour les turbines Kaplan (environ 20 m maximum) ;*

*— les **groupes turbines-pompes**, machines réversibles, qui équipent les centrales d'accumulation par pompage.*

Le lecteur pourra consulter les articles suivants :

— *[B 4 400] Théorie générale des turbomachines,* pour les notions de base et la définition des notations et symboles ;

— *[B 4 402] Caractéristiques et similitude des turbomachines hydrauliques ;*

— *[B 4 405] Aménagements hydroélectriques,* pour les applications concernant les turbines.

La majorité des documents illustrant cet article proviennent de la société Neyrpic.

1. Turbines Pelton

La turbine Pelton, dont un exemple est donné par la figure 1, est une **turbine à injection partielle et à veine libre** ; sa roue tourne dans l'air. La détente de l'eau jusqu'à la pression atmosphérique est donc effectuée entièrement dans le distributeur de la machine, l'énergie étant disponible à l'entrée de la roue uniquement sous forme d'énergie cinétique, ce qui correspond à la définition d'une machine à action. Cette turbine ne comporte pas de diffuseur ; à la sortie de la roue, l'eau s'écoule librement.

1.1 Distributeur

Selon le cas, le distributeur d'une turbine Pelton est formé **d'un ou de plusieurs injecteurs** ; on distingue ainsi les *turbines à un jet* et les *turbines à jets multiples* (§ 1.3 et § 1.4).

L'injecteur (figure 1) est constitué d'une tuyère appelée *buse* dont la section de passage est réglable par le déplacement d'un *pointeau ou aiguille d'injection.* Un *déflecteur* coiffe l'extrémité de la buse d'un nez demi-cylindrique qui enveloppe et affleure le jet sortant de l'injecteur ; ce déflecteur a pour mission de dévier brusquement le jet de la roue en cas de décharge accidentelle de la machine et d'éviter ainsi l'emballement de celle-ci.

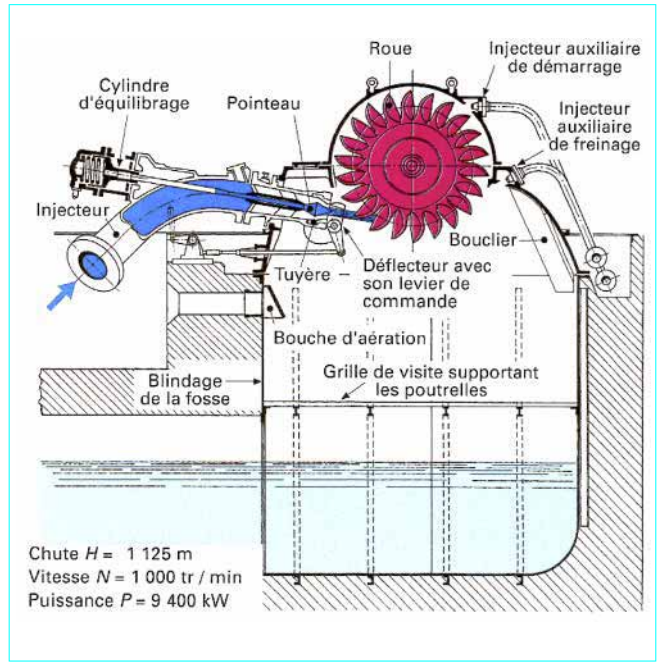


Figure 1 – Turbine Pelton à jet unique : centrale de Los Molles (Chili)

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

1.2 Roue

La roue d'une turbine Pelton est formée d'un disque portant des *augets* en forme de double cuiller avec *arête médiane* et *échancrure* (figure 2).

L'axe du jet sortant d'un injecteur est tangent à la circonférence primitive (ou cercle Pelton) de la roue dont le diamètre est par définition le *diamètre nominal de la machine.* L'eau frappe les demi-augets symétriquement par rapport à l'arête qui les sépare ; elle sort de l'injecteur à une vitesse à peu près double de la vitesse tangentielle moyenne des augets : la forme de l'échancrure et le nombre d'augets sont déterminés de telle sorte que la totalité du débit travaille dans les augets sans perte par *faufilement.* La figure 2 montre un auget attaqué de plein fouet et le jet se partageant entre deux augets successifs ; elle met ainsi en évidence l'arête centrale et le rôle de l'échancrure.

Les roues à augets sont généralement coulées d'une seule pièce en acier inoxydable de nuance 13 % Cr et 4 % Ni ; elles sont équilibrées statiquement en atelier.

Les augets sont usinés, meulés très soigneusement, polis dans les zones les plus sollicitées. De nombreux contrôles en cours de fabrication sont effectués, tant métallurgiques que dimensionnels.

La roue est accouplée au plateau de l'arbre turbine par des boulons précontraints au moyen de vérins hydrauliques, assurant ainsi la transmission du couple par adhérence.

1.3 Turbines à jet unique

Les turbines Pelton à jet unique sont construites surtout à axe horizontal.

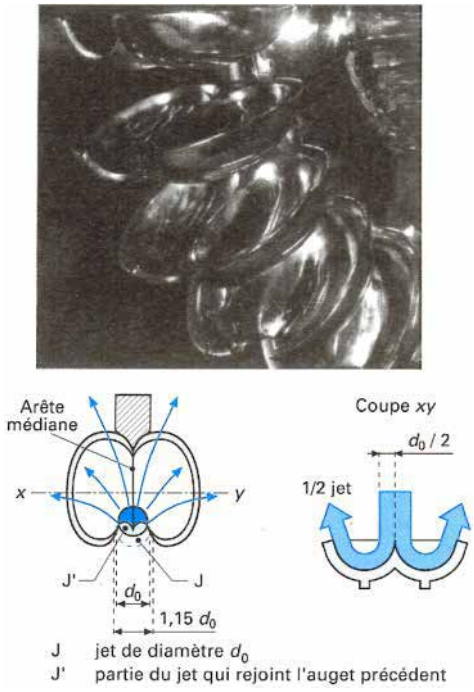


Figure 2 – Auget de turbine Pelton

La machine est couverte par un *manteau* ou *capote* en acier coulé ou construction mécanosoudée, comportant des tampons de regard et des anneaux de levage. L'échappement vers le canal de fuite s'effectue par une *fosse blindée* (figure 1).

Autrefois, la tubulure de l'injecteur comportait toujours un coude (figure 1) afin que le mécanisme de commande de l'aiguille d'injection puisse être placé à l'extérieur de l'écoulement. Le coude plus ou moins accentué a pour conséquence une distorsion de l'écoulement qui se propage jusqu'à la tuyère ; ainsi les jets obtenus n'ont pas, avec cette solution, toute la perfection hydraulique souhaitable.

Dans les unités actuelles de grande puissance à axe horizontal, l'injecteur est rectiligne et d'une construction symétrique par rapport à l'axe du jet, ailettes de guidage exceptées. Il est à remarquer que cette conception ne conduit pas à une diminution des pertes dans l'injecteur lui-même, puisque le diamètre hydraulique de ce dernier est diminué par rapport à la solution ancienne de la tubulure coudée ; le gain vient de l'uniformité de structure du jet qui entraîne une meilleure utilisation de celui-ci dans la roue. Afin de diminuer le plus possible le diamètre du corps central de l'injecteur, on commande l'aiguille (le pointeau) par un ou des pistons fonctionnant sous une pression d'huile élevée pouvant atteindre 60 bar. Un ressort d'équilibrage permet une meilleure adaptation du servomoteur à la courbe d'effort.

1.4 Turbines à jets multiples

Augmentation de la puissance des turbines Pelton

Pour une hauteur de chute donnée, l'augmentation de la puissance d'une turbine nécessite un accroissement correspondant du débit d'eau. Pour une machine Pelton, cela peut se faire soit en accroissant le diamètre du jet, et donc aussi les dimensions de la machine puisque le rayon de la roue doit être proportionné au diamètre du jet, soit en augmentant le nombre de jets. À puissance et chute égales, la seconde solution offre l'avantage de conduire à des augets plus petits, des roues de diamètre moindre et donc des vitesses de rotation plus élevées ; le poids de la machine est ainsi diminué, y compris celui de l'alternateur ; les frais de génie civil en sont réduits d'autant. Il faut cependant veiller à ce que les retombées d'eau après sortie de la roue ne viennent pas interférer avec un des jets d'alimentation ; cette condition de non-interférence limite à six le nombre de jets réalisable en pratique.

Turbines à axe horizontal

Dans ce cas, pour limiter l'encombrement de l'amenée, le nombre de jets est pratiquement limité à deux, l'angle entre ces deux jets variant entre 75 et 90°. Sur la figure 3, les deux jets font entre eux un angle de 75°.

Le bâti doit résister à la pression de deux jets (partie inférieure renforcée par des nervures, partie supérieure à double fond, partie arrière protégée par un bouclier). Souvent, on place deux turbines de ce type de part et d'autre d'un alternateur unique, soit donc un groupe comportant deux roues et quatre jets.

Turbines à axe vertical

Dans ce cas, le nombre de jets peut être plus élevé (figure 4). On construit des machines comportant jusqu'à six injecteurs. C'est la solution retenue pour les grosses machines.

En solution verticale, deux types de bâti peuvent être utilisés :

— soit une structure ne servant que de blindage de la fosse d'évacuation et de support du palier de guidage ;

— soit un bâti capable de supporter, en outre, le stator de l'alternateur (figure 4).

Cette dernière conception conduit à une réduction sensible de la longueur de la ligne d'arbre et, de ce fait, permet la réalisation d'un groupe à deux paliers (au lieu de trois dans la première solution).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

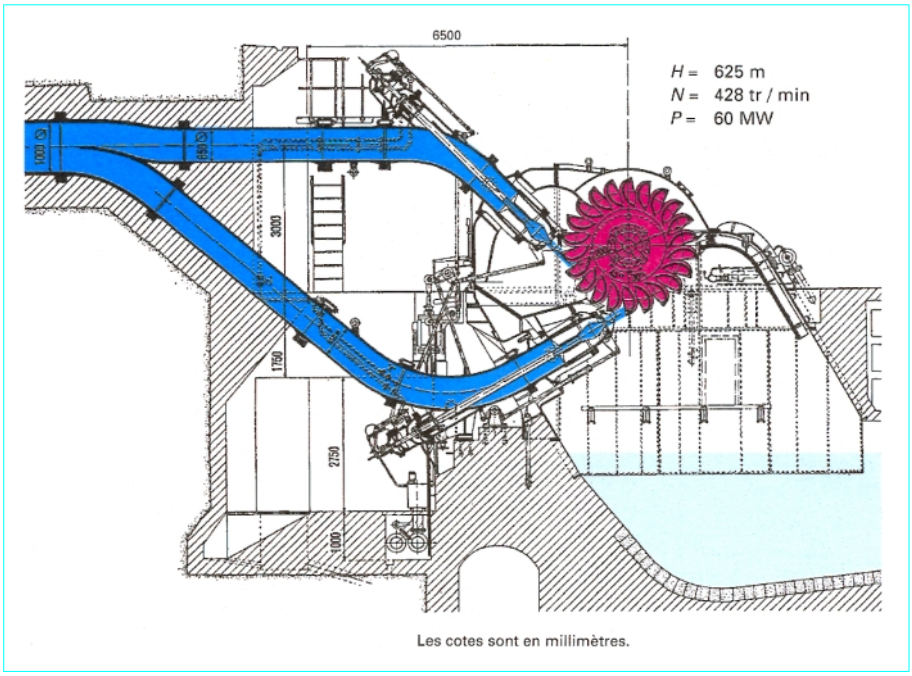


Figure 3 – Turbine Pelton à deux jets et à axe horizontal : centrale de Montpezat (France)

Le palier de roue est du type *à barbotage* ou *à patins* ; il est boulonné sur le fond central du bâti de turbine et reprend les poussées radiales engendrées par les jets, même si ceux-ci fonctionnent individuellement. Il est fait de deux ou plusieurs éléments interchangeables dont la surface en contact avec l'arbre est constituée par un revêtement en alliage « antifriction » usiné avec précision et très soigneusement poli.

1.5 Fonctionnement à contre-pression

Normalement le plan d'eau aval d'une turbine Pelton est sous le niveau de la roue puisque celle-ci doit rester constamment *aérée.* Cette disposition implique que la roue soit installée au-dessus du niveau aval le plus haut. Or, dans certains cas, ce niveau peut fluctuer d'une hauteur atteignant une dizaine de mètres. Il en résulte, lorsque le niveau aval est normal, une perte de chute suffisante pour qu'on tente de la récupérer. Pour effectuer cette récupération, on place la turbine sous le niveau aval et on abaisse artificiellement le plan d'eau sous la roue de la turbine en comprimant l'air contenu dans la bâche de la machine.

1.6 Régulation du débit

■ **Deux organes de réglage sont à prévoir : celui de l'aiguille de l'injecteur et celui du déflecteur**. Ces deux organes, dont les fonctions sont différentes, sont couplés de telle façon que, en régime d'équilibre, à chaque position du pointeau corresponde une position précise du déflecteur qui place l'arête d'attaque de ce dernier à une faible distance du jet, prête à y pénétrer et à le dévier sans retard en cas de nécessité.

Il est important que le déflecteur ne pénètre dans le jet que si une réduction de puissance ne peut être obtenue assez rapidement par la fermeture du pointeau. En effet, une intervention trop fréquente du déflecteur dans le jet provoque une perte inutile d'énergie et une usure rapide tant de la roue que du déflecteur lui-même.

Le réglage du débit par deux systèmes indépendants (figure 5) permet de résoudre le problème des surpressions et des survitesses. Sur déclenchement, les déflecteurs ferment très rapidement pour limiter les survitesses ; de leur côté, les aiguilles (ou pointeaux) ferment lentement pour limiter les surpressions.

Dans les modèles actuels, le régulateur électronique commande en parallèle :

— les servomoteurs de déflecteurs par action directe ;

— les servomoteurs d'aiguilles à travers une loi de conjugaison réglable.

Cette loi assure, en marche normale, une position du bec de déflecteur légèrement au-dessus du jet, quel que soit le diamètre du jet.

Par contre, en cas de gros écarts de survitesse (par exemple, à la suite d'une baisse soudaine de la puissance demandée à l'alternateur ou après un déclenchement provoqué par l'action d'une sécurité), le déflecteur s'abaisse très rapidement pour dévier le jet et limiter cette survitesse tandis que les aiguilles ferment lentement.

■ **La régulation remplit plusieurs fonctions** :

— la régulation de vitesse en réseau isolé, ou en réseau interconnecté, suivant le cas ;

— le démarrage rapide du groupe et la stabilité de la vitesse en marche à vide, grâce à un algorithme spécifique utilisant des paramètres de réglage indépendants de ceux de la marche couplée ;

— la synchronisation automatique du groupe sur le réseau ;

— la régulation du débit ou de la puissance dans le cas d'un réseau interconnecté ;

— l'optimisation du rendement de la turbine grâce aux lois de commutation qui permettent de changer automatiquement, et sans perturbations, le nombre d'injecteurs en marche ;

— la répartition de la charge entre plusieurs groupes fonctionnant en parallèle et placés alors sous la dépendance d'un *joint control.*

■ **Le régulateur numérique** autorise plusieurs modes de fonctionnement :

— **tout automatique** : il contrôle seul la turbine, régulant la vitesse en fonction des variations de charge du réseau. Il s'autoteste en permanence et décide des actions à prendre en cas de problème ;

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

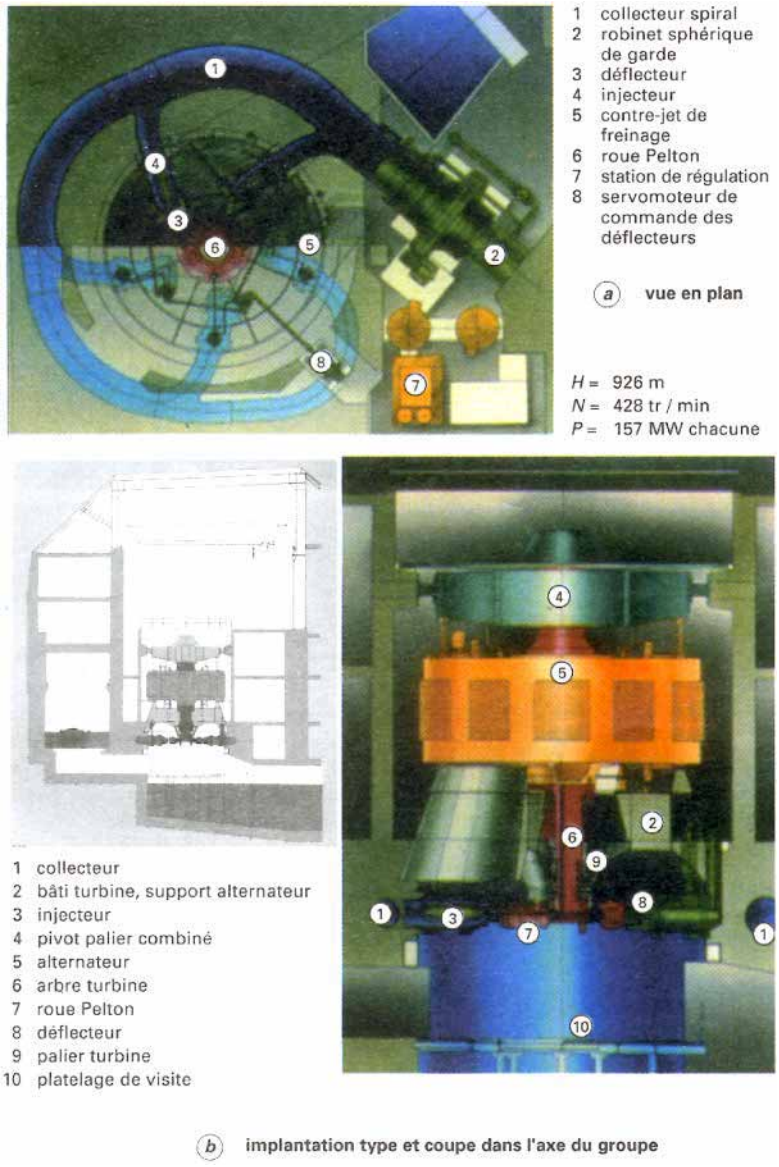


Figure 4 – Turbine Pelton à cinq jets et à axe vertical : centrale de Grand'Maison avec quatre turbines Pelton (France)

— **par commande à distance** : il reçoit les diverses consignes de fonctionnement et leurs limitations ;

— **en liaison avec un opérateur** : le clavier afficheur de la face avant ou bien une liaison avec un ordinateur permettent à un opérateur de modifier les consignes d'exploitation, de changer les paramètres de réglage, ou de dérouler des programmes de tests et d'aide à la maintenance.

Ce régulateur peut être complété par des systèmes d'automatismes (contrôle et sécurité du groupe) ou par des systèmes de surveillance du bon fonctionnement de la turbine (gestion des températures, des vibrations, enregistrement des incidents, etc.). Il peut également être relié à un réseau informatique par liaison série, pour limiter les liaisons fil à fil entre les différents équipements de la centrale et pour échanger des données et des informations avec les autres équipements (ordinateurs de gestion centralisée, système de surveillance et d'alarme, etc.).

■ L'énergie nécessaire à la manœuvre des divers organes de contrôle est fournie par une **station d'huile**, associée à un accumulateur pour une plus grande sécurité (figure 5).

Grâce à un dispositif hydraulique, les pompes refoulent soit sous pression nominale dans l'accumulateur, soit sous pression réduite dans le bac à huile, ce qui apporte une importante économie d'énergie.

À l'arrêt du groupe, l'accumulateur est isolé par un obturateur hydraulique, son autonomie est ainsi préservée et on peut effectuer un redémarrage immédiat.

■ Dans le domaine de la **sécurité**, on prend en compte tous les besoins particuliers de l'exploitant, par exemple :

— une protection hydromécanique contre la survitesse ;
— des détections d'arrêt et de redémarrage ;
— la commande hydraulique des organes de garde de la turbine ;
— des détections de niveaux vibratoires dans les cas d'usines sans personnel.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

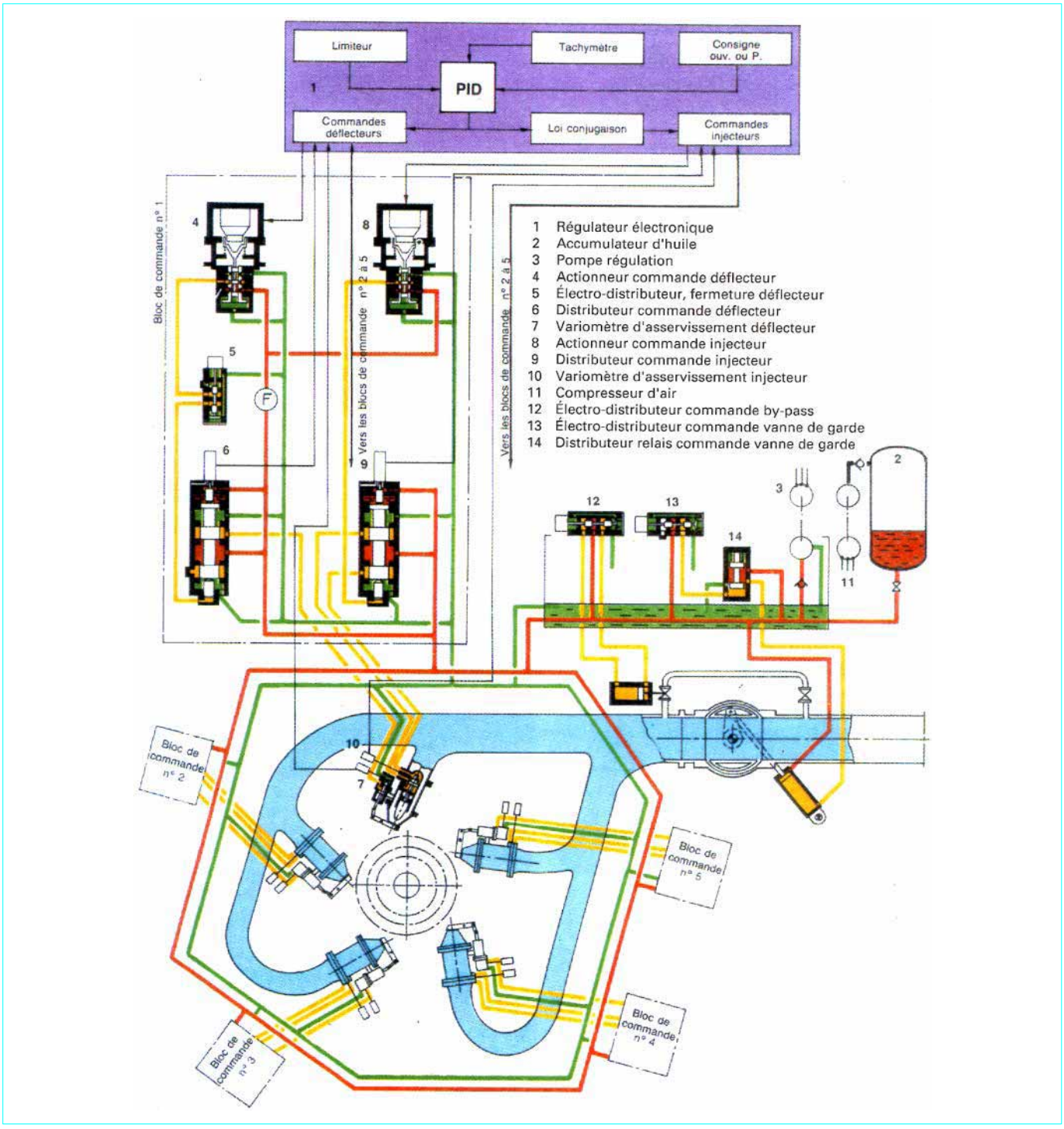


Figure 5 – Régulation d'une turbine Pelton

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

1.7 Organes de garde

Dans la gamme de chutes sous lesquelles elles fonctionnent, les turbines Pelton sont alimentées, en général, par des **conduites forcées** dont la longueur est importante et la pression intérieure élevée.

Il faut donc, plus encore qu'ailleurs, garantir la sécurité des installations. Aussi, des organes de garde sont disposés au pied des conduites à l'amont des collecteurs, afin d'assurer :

— la coupure du débit en cas de défaillance du système de commande des aiguilles ;

— l'isolement à chaque arrêt ou pour effectuer des travaux d'entretien sur les groupes.

Ils sont essentiellement du type sphérique en raison des très fortes pressions de service. Afin d'améliorer les conditions de sécurité, leur système de commande peut comporter, dans les petites tailles, un contrepoids assurant la fermeture.

Remarque : il y a lieu de signaler le peu de sensibilité des turbines Pelton à l'abrasion par les eaux chargées.

2. Turbines Francis

La turbine Francis est celle dont le domaine d'utilisation est le plus vaste. Elle peut fonctionner dans des **conditions de hauteur de chute très étendues** : de quelques dizaines de mètres jusqu'à 800 m. La puissance unitaire peut atteindre des valeurs considérables, et rien n'interdit d'envisager des groupes de 1 000 MW ou même davantage.

Un exemple de turbine Francis à axe horizontal est donné sur la figure 6.

D'une part, des études hydrauliques très poussées ont permis l'augmentation des puissances et débits spécifiques, l'amélioration des rendements et de la tenue à la cavitation des roues et une connaissance approfondie des phénomènes transitoires.

D'autre part, la conception mécanique (alliée à une grande maîtrise dans les calculs de structure) et la connaissance du comportement dynamique des groupes – vibrations – (complétée par une qualité de construction très poussée) garantissent une grande fiabilité de fonctionnement.

Dans le domaine des puissances plus modestes, on trouve les turbines Francis horizontales simples et doubles, de grande vitesse de rotation. En particulier, les turbines doubles permettent de réaliser des installations très économiques et compétitives (de bon rendement aux charges partielles).

2.1 Conception et études hydrauliques

L'étude hydraulique des turbines Francis doit être poussée d'autant plus loin que la taille des unités devient gigantesque. C'est pourquoi on a consenti un effort sans précédent dans l'élaboration du tracé de leurs roues, tant en matière de calculs théoriques qu'au plan des études expérimentales.

Calculs théoriques

Un programme de conception assistée par ordinateur permet de générer sans difficulté les formes géométriquement complexes des aubes des turbines Francis. Il est associé avec des méthodes de calcul très sophistiquées :

— calcul quasi tridimensionnel permettant un couplage entre la détermination de l'écoulement méridien et celle de l'écoulement établi d'aube à aube ;

— calcul tridimensionnel direct par éléments finis.

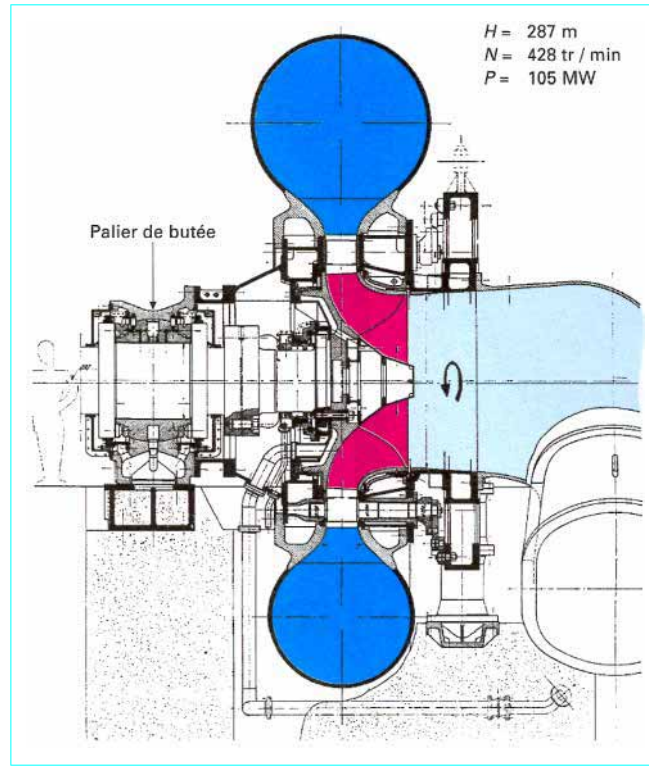


Figure 6 – Turbine Francis à axe horizontal : centrale de Vianden (Luxembourg)

On peut ainsi effectuer une analyse hydraulique très fine et prévoir le champ de pression sur la surface des aubes. Le caractère conversationnel des programmes facilite l'optimisation des formes, assurant ainsi le bon comportement en cavitation, des performances élevées et la parfaite tenue mécanique des aubages.

Études expérimentales

Les études sur modèle réduit en similitude non seulement permettent de vérifier les performances prévues par le calcul, mais encore, seules, elles autorisent l'analyse fine des phénomènes complexes liés au fonctionnement hors adaptation. Grâce à des systèmes informatisés de traitement des signaux de mesure, on peut accéder rapidement à la mesure des paramètres de fonctionnement. On peut aussi pousser plus avant :

— l'étude des champs de vitesse ;

— l'étude des forces radiales et axiales d'origine hydraulique ;

— la mesure des efforts statiques et dynamiques sur les directrices ;

— l'étude des phénomènes transitoires et de stabilité ;

— l'étude hydraulique de l'ensemble vanne-fourreau/turbine (§ 2.3) lors de la fermeture.

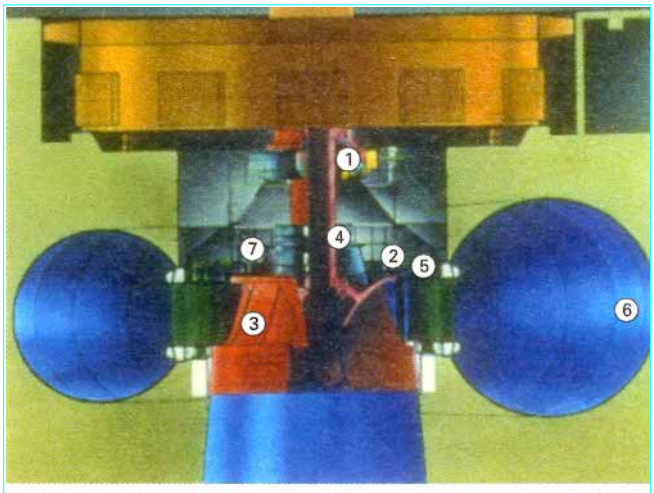
2.2 Conception mécanique

Recherche et développement

L'accroissement de la puissance unitaire des groupes conduit au gigantisme dans les dimensions et le poids des roues de grosses turbines Francis qui sont pratiquement toutes verticales (figure 7).

La conception assistée par ordinateur permet la détermination des contraintes et des déformations statiques et dynamiques dans les

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique



1 pivot à membranes sur le fond
2 servomoteur individuel
3 roue en construction mécanosoudée
4 palier à patins
5 coussinets autolubrifiants
6 éléments de bâche spirale assemblés sur le site par soudure
7 flasque supérieur

H = 68 m
N = 81 tr / min
P = 369 MW

Figure 7 – Turbine Francis à axe vertical : centrale de Tucurui (Brésil)

différents cas de fonctionnement de la machine. Un effort particulier de développement porte sur l'adaptation de la pivoterie aux charges de plus en plus considérables que constituent les roues géantes. Des programmes de calcul tridimensionnel servent à déterminer les déformations thermoélastiques des patins. Pour de très fortes charges, ils ont permis de diminuer les déformations d'origine thermique et d'augmenter les pressions spécifiques appliquées au film d'huile.

Dispositions générales des parties tournantes

- **Pivot sur fond turbine**

La conception d'ensemble d'un groupe comporte en général un palier situé au-dessus de l'alternateur, un palier turbine et un pivot reposant sur le fond turbine. Cette disposition est très économique. En effet, le rotor alternateur s'appuie directement sur le grain mobile du pivot. Les efforts axiaux sont reportés sur le béton par l'intermédiaire du flasque et de l'avant-distributeur, sans augmentation notable de leur coût. De plus, il est fait l'économie du coût du croisillon support de pivot. Avec pivot sur le fond, la roue turbine peut être reliée au moyeu alternateur par un arbre unique, d'où une réduction du nombre des accouplements, ce qui améliore le comportement dynamique de la ligne d'arbre.

Associé à la disposition pivot sur le fond, le démontage par-dessous apporte une solution élégante et rationnelle à tous les problèmes d'entretien des groupes. Toutes les parties vitales sont en effet très facilement accessibles, en particulier la roue et les directrices. Cependant, si les études montrent la nécessité d'une ligne d'arbre sur trois paliers, le palier intermédiaire peut être combiné au pivot (sans accroissement de la longueur de la ligne d'arbre) ou bien être disposé entre le pivot et l'alternateur.

- **Organes porteurs** (paliers et pivot)

— **Paliers** :

• pour des diamètres allant jusqu'à 1 500-1 600 mm, il est encore possible d'utiliser des *paliers à coussinet lisse,*

• au-delà, on fait appel à des *paliers à patins* (figure 7) qui offrent la possibilité de réduire les jeux relatifs et, par conséquent, de limiter les déplacements de l'arbre par rapport aux pièces fixes.

— **Pivot** : cet organe peut supporter des charges axiales pouvant dépasser 5 000 t grâce à un film d'huile de quelques centièmes de millimètre d'épaisseur s'interposant entre des patins fixes et une glace mobile. L'équirépartition des charges entre les patins est assurée par différents dispositifs selon l'expérience des constructeurs.

Un dispositif d'injection d'huile sous haute pression au centre des patins favorise les démarrages et arrêts ainsi que la rotation lente du groupe lors des réglages.

Distributeur

L'utilisation de *coussinets autolubrifiants* (figure 7) pour les guidages des directrices et des articulations de la commande du vannage supprime la sujétion du graissage centralisé.

Le distributeur peut être manœuvré par un cercle de vannage entraîné par deux ou plusieurs servomoteurs fixés dans le puits turbine ou sur le flasque supérieur. On préfère souvent utiliser des servomoteurs individuels qui ont l'avantage d'assurer la sécurité de fermeture du distributeur même en cas de grippage d'un servomoteur, grâce à un dispositif de synchronisation mécanique de l'ensemble des directrices. De plus, chaque directrice reste toujours liée au servomoteur, même en cas de coincement, et les efforts de manœuvre sont directement retransmis.

Flasque supérieur

Le flasque supérieur classique avec ou sans support de pivot est de construction mécanosoudée. Compte tenu des dimensions et du poids d'une pièce en plusieurs parties assemblées par brides, la fabrication doit prendre en compte les problèmes de déformation et de bridage en cours de soudage.

Certains flasques sont à structure ouverte permettant de loger la commande des directrices par servomoteurs individuels.

La mise au point de structures de cette importance utilise souvent la méthode des éléments finis. L'ensemble de la structure ayant été maillé en éléments de coques chargés tridimensionnellement, on vérifie l'ensemble du dimensionnement tant au niveau des contraintes que des déformations.

Aspirateur

La sortie d'une roue Francis est mise en communication avec le canal de fuite de la machine par l'intermédiaire d'un *aspirateur-diffuseur.* Le rôle de diffusion, c'est-à-dire, rappelons-le, de transformation d'énergie cinétique en énergie de pression, est d'autant plus important que le débit turbiné est élevé. Construit en tôle d'acier ou en béton, l'aspirateur-diffuseur est constitué selon le cas soit par un divergent à axe rectiligne, soit par un divergent comportant une déviation de 90°. Cette seconde solution a l'avantage de diminuer l'encombrement en hauteur de la machine et de permettre ainsi une implantation basse de celle-ci tout en limitant en profondeur les travaux de génie civil.

Nota : lorsque des coups de bélier trop forts sont à craindre dans l'alimentation en cas de fermeture rapide du cercle de vannage, la turbine est complétée par un **déchargeur**, obturateur coulissant qui s'ouvre lors de la fermeture rapide du vannage et se ferme ensuite lentement. Suivant les constructeurs, la liaison entre le vannage et l'obturateur est hydraulique.

2.3 Organes de garde

Les organes de garde de turbines sont destinés à assurer la sécurité de la coupure du débit de la conduite et la protection de la machine lors d'un arrêt. Ils sont situés à l'amont de la bâche.

Les deux types les plus courants sont :

— le **robinet sphérique** réservé pour les hautes chutes ;

— le **robinet papillon** avec lentille pleine ou lentille à treillis pour les moyennes et basses chutes.

On a aussi développé un nouveau type de vanne de garde : la **vanne-fourreau**. Elle se présente sous la forme d'un cylindre concentrique à l'axe de la roue et situé généralement entre les directrices et

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

les avant-directrices. La coupure du débit est réalisée par une translation verticale de ce cylindre. Cette vanne-fourreau est commandée par des servomoteurs à huile synchronisés mécaniquement.

La vanne-fourreau présente deux avantages considérables en matière de coût :

— une réduction importante du génie civil, notamment pour les centrales souterraines, par la suppression de la galerie des robinets ;

— une diminution du coût de l'organe de garde proprement dit, car le prix de la vanne-fourreau est bien inférieur à celui d'un robinet classique.

2.4 Technologie de réalisation

Développement des méthodes de fabrication

L'introduction des méthodes de fabrication assistée par ordinateur, l'utilisation de machines-outils à commande numérique, l'adaptation des plus récentes méthodes d'assemblage par soudage permettent d'innover dans la fabrication des turbines.

- **Roues**

Jusqu'à un poids que l'on peut fixer à 100 t environ, l'élaboration des roues en fonderie, assortie de tous les contrôles nécessaires, constitue la meilleure solution et assure toute sécurité. Au-delà de ce tonnage, il vaut mieux procéder à l'assemblage par soudure d'éléments séparés :

— plafond moulé ;
— aubes moulées ou matricées ;
— ceintures moulées ou réalisées à partir de tôles.

La construction mécanosoudée à partir d'éléments séparés présente en effet de nombreux avantages :

— les pièces moulées étant plus petites et de forme plus simple, les contrôles sur la qualité du métal sont plus aisés et de ce fait plus sévères ;

— tous les éléments étant usinés séparément, la qualité de la construction est améliorée. Pour la même raison, la précision dans le respect de la forme des aubes est bien meilleure, ce qui garantit le respect de la similitude hydraulique ;

— on peut utiliser des aciers de nuances différentes pour les diverses parties de la roue, s'adaptant ainsi aux conditions de travail particulières à chaque élément ;

— si les conditions de transport l'imposent, il est possible de réaliser la roue sur le chantier, par soudage puis usinage.

- **Arbres**

Selon les puissances et les dimensions des machines, on trouve :

— des arbres forgés monoblocs forés ;

— des arbres creux monoblocs avec leurs plateaux d'accouplement ou réalisés à partir d'éléments forgés assemblés par soudure ;

— des arbres creux de grand diamètre réalisés en tôles assemblées par soudure.

Disposition d'ensemble

On construit des **turbines Francis à axe horizontal** (figure 6) et **à axe vertical** (figure 7). La disposition à axe horizontal présente un certain nombres d'avantages qui la font préférer lorsque ni la puissance ni la chute ne sont trop élevées ; en particulier, turbine, alternateur et mécanismes de réglage se trouvent au même niveau, ce qui facilite l'entretien. Cette disposition permet aussi la réalisation des turbines à roue double dont la structure est analogue aux pompes à double ouïe ; ces machines comportent alors une seule bâche spirale et deux échappements raccordés chacun à un aspirateur, les deux aspirateurs étant en outre reliés par un tuyau d'équilibrage (figure 8).

La disposition à axe horizontal convient moins aux unités de puissance élevée, notamment en raison du développement de la bâche spirale, et aux unités fonctionnant sous des chutes importantes,

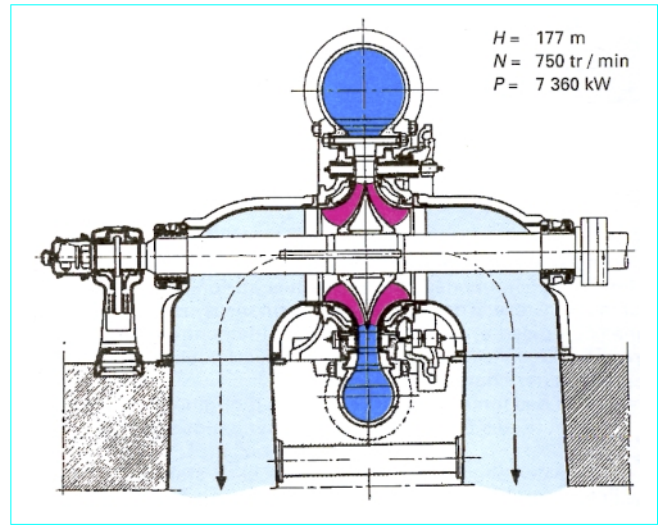


Figure 8 – Turbine Francis double : centrale de Martigny-Bourg (Suisse)

notamment en raison des poussées axiales élevées qui leur correspondent et qui exigent des paliers de butée de grandes dimensions, peu compatibles avec l'horizontalité de l'axe. Aussi les turbines Francis récentes de grande puissance sont-elles en général à axe vertical.

2.5 Régulation

Les fonctions de la régulation sont plus simples que celles des turbines Pelton (§ 1.6) du fait qu'il y a une seule chaîne de réglage concernant le distributeur (figure 9). Dans ce cas, surpressions et survitesses sont liées comme dans toute turbine à réaction.

2.6 Fonctionnement

Station d'air comprimé

Certains cas de fonctionnement nécessitent la rotation dans l'air afin de réduire le couple résistant de la machine hydraulique : marche en compensateur synchrone.

Il est alors prévu une station d'air comprimé haute pression avec accumulateur assurant initialement le dénoyage rapide de la roue puis son maintien dans l'air.

Variations de charge

Une machine dont la puissance est importante par rapport à celle qu'appelle le réseau devra faire face à des variations de charge pouvant être relativement importantes tout en maintenant la constance de la fréquence. Celle-ci devra, malgré les variations de la consommation, être ramenée systématiquement à sa valeur de consigne de façon optimale.

Il est donc indispensable de faire des études de stabilité prenant en compte les paramètres de l'adduction d'eau, de la turbine, de ses caractéristiques et organes de réglage, de son régulateur de vitesse et de l'installation électrique (alternateur, régulateur de tension, lignes du réseau, etc.).

De grandes variations de charge induisent des variations importantes de vitesse qu'il faut limiter en modifiant rapidement la position de l'organe de contrôle du débit. Mais si cette modification est trop

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

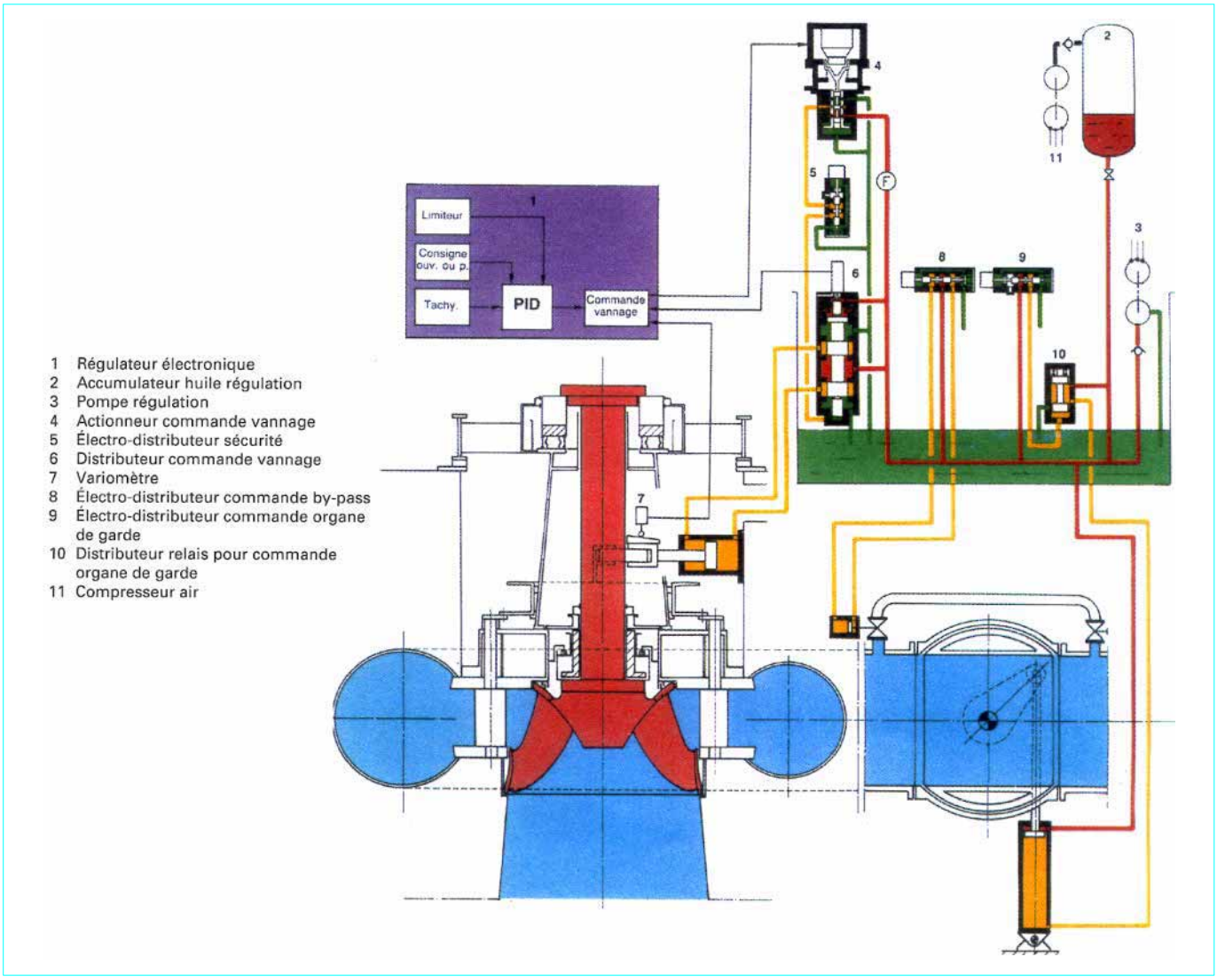


Figure 9 – Régulation d'une turbine Francis

rapide, il en résulte un coup de bélier qui peut être dangereux pour l'installation.

Des programmes de calcul sur ordinateur prenant en compte les caractéristiques de la turbine, de l'alternateur et de l'adduction d'eau permettent d'aboutir à un compromis entre surpression et survitesse en définissant une loi de vitesse maximale de manœuvre des organes de réglage du débit.

Emballement

Les groupes hydrauliques sont calculés pour résister à l'emballement (fonctionnement à couple résistant nul) sous la chute maximale : cela constitue une clause contractuelle de dimensionnement de la turbine et de l'alternateur.

Or, cet emballement dépend de l'ouverture du distributeur, de celle des pales si elles sont mobiles et de la cavitation.

Donc, hors influence de la cavitation, il faut connaître la courbe d'emballement pour les machines à un seul organe de réglage et la colline d'emballement pour les machines à double réglage.

Le coefficient d'emballement (rapport de la vitesse d'emballement à la vitesse de synchronisme) traduit aussi l'aptitude au marnage de la machine à réaction. Ce coefficient, à peine supérieur à 1 pour la turbine Francis de très haute chute et la turbine-pompe, peut dépasser 3 pour la turbine bulbe.

3. Turbines Kaplan et hélice

Les turbines Kaplan et hélice sont **des machines à réaction et à injection totale** adaptées aux **faibles chutes** et aux **débits élevés** (la turbine Kaplan est à pales réglables en marche, la turbine hélice est à pales fixes). Leur structure générale (figure **10**) est la même que celle des turbines Francis à axe vertical. **L'écoulement dans le rotor est néanmoins purement axial.**

La turbine Kaplan est utilisée dans une gamme de **chute** comprise environ **entre 12 et 60 m**. Ses performances sont élevées sur une large variation de chute et de charge, grâce à son dou-

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

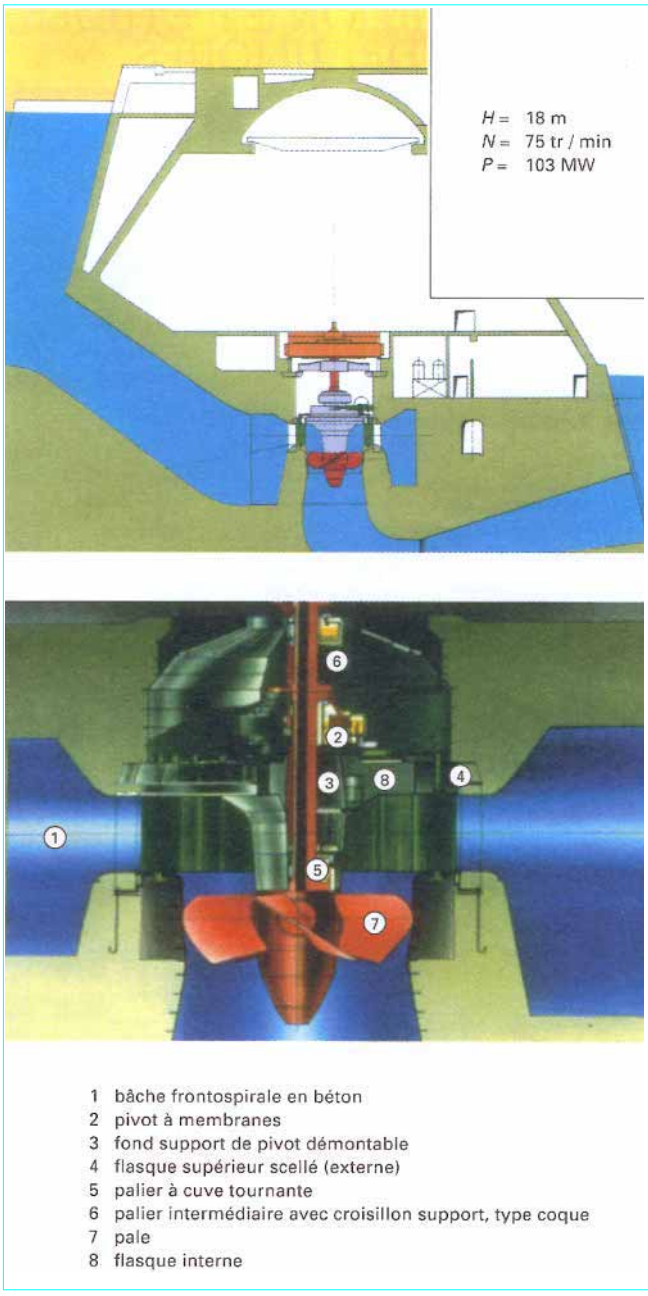


Figure 10 – Turbine Kaplan : centrale de Porto Primavera (Brésil)

ble réglage conjuguant les positionnements des pales et du vannage.

L'état actuel de la technologie permet de concevoir des machines de grandes dimensions réalisées en sous-ensembles transportables, jusqu'à des diamètres de roue de l'ordre de 10 m et des puissances pouvant aller jusqu'à 250 MW unitaires.

Ainsi, dans le cas d'équipements de grands cours d'eau, ces conceptions et réalisations permettent de **réduire notablement le coût de l'investissement**.

La turbine Kaplan présente des avantages remarquables par rapport aux autres types de machines qui pourraient lui être substitués pour certaines applications précises ; ainsi, dans la gamme inférieure des chutes, et lorsque l'aménagement participe à la tenue en fréquence du réseau, la turbine Kaplan offre une plus grande stabilité de fonctionnement que le bulbe, du fait de l'inertie importante de ses parties tournantes.

Enfin, la turbine Kaplan est mieux adaptée que la turbine Francis aux variations de charge et de chute, au prix – il est vrai – d'un coefficient d'emballement (rapport de la vitesse d'emballement à la vitesse de synchronisme) plus élevé.

Seules les particularités des turbines Kaplan ou hélice par rapport aux turbines Francis seront détaillées ci-après.

3.1 Conception mécanique

Parties fixes

- **Flasques**

Pour les turbines de grande dimension, on a développé un flasque supérieur réalisé en deux parties concentriques. Le premier, appelé *flasque externe*, peut être combiné avec l'avant-distributeur et permet une simplification mécanique et une diminution du coût ; le second, appelé *flasque interne*, est démontable et permet de sortir la roue sans avoir à démonter le distributeur.

Dans ce cas, le démontage des directrices se fait par le bas, après dégagement du flasque inférieur.

- **Distributeur**

Du fait des faibles chutes, la bâche d'alimentation d'une turbine Kaplan est le plus souvent du type frontospirale en béton (figure **10**). Cette construction conduit notamment à des entraxes de machines plus faibles dans le cas des centrales comportant plusieurs groupes en parallèle ; elle est aussi plus favorable du point de vue hydraulique, d'une part parce que les pertes par frottement y sont réduites, d'autre part parce que le moment cinétique qu'elle induit est plus faible.

Parties tournantes

Lorsque les pales sont fixées sur le moyeu, ces turbines sont appelées hélice : leur courbe de rendement est très pointue, ce qui limite leur utilisation aux cas rares où le débit varie peu.

La très grande majorité est équipée de roues à pales réglables en marche (**roue Kaplan**). Une loi de conjugaison est obtenue au moyen d'un automate qui, en exploitation, asservit l'angle d'incidence des pales à l'ouverture du distributeur de façon à obtenir le rendement optimum en fonction des variations du débit à absorber (et des variations de la hauteur de chute).

La **roue**, du type axial, a la forme d'une hélice constituée d'un nombre restreint de pales. Ces pales, généralement construites en acier inoxydable et parfaitement polies, ne sont pas réunies par une couronne extérieure.

Pour les turbines de grandes dimensions, on utilise la technique des pales avec tourillons rapportés au moyeu. Cette conception permet le montage complet du moyeu en usine. Les pales envoyées séparément sur le site sont ensuite fixées aux tourillons par goujons sous tension. Cette méthode résout donc les problèmes de transport des roues de grandes turbines tout en évitant les difficultés d'un montage mécanique du moyeu sur le chantier.

Cette conception peut être également envisagée pour les machines de dimensions plus modestes mais, dans ce cas, lorsque les gabarits de transport permettent un montage complet de la roue en usine, on peut lui préférer des pales avec tourillons monoblocs.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

■ **Aspirateur**

Dans une turbine Kaplan, l'aspirateur joue toujours un rôle important ; en effet, en raison des conditions de fonctionnement de ce type de machine (faible chute et vitesse d'écoulement élevée), l'énergie cinétique à la sortie du rotor peut représenter **jusqu'à 40 % de l'énergie massique disponible.** Il importe donc de récupérer cette énergie dans les meilleures conditions possibles.

Il faut remarquer que, du fait même de la récupération de l'énergie cinétique résiduelle, la dépression à la sortie du rotor est importante. Pour en diminuer l'effet (cavitation), on est amené à placer la roue sous le niveau de restitution aval et à réaliser des aspirateurs-diffuseurs coudés.

Cette solution implique des précautions particulières à prendre en cas d'annulation brusque du débit pour cause de rupture de charge. En effet, dans ce cas, le vannage de la machine se ferme rapidement mais la masse d'eau importante qui chemine dans l'aspirateur n'est que progressivement freinée et la dépression à la sortie de la roue augmente ; au bout de quelques secondes, cette masse d'eau s'arrête et revient en arrière, sollicitée à la fois par le vide qui s'est créé à partir du distributeur et par la contre-pression du niveau aval de restitution. Il en résulte un *coup de bélier en retour* qui peut endommager gravement le rotor de la machine. Le remède consiste :

— soit à *placer sur le couvercle de la turbine des soupapes automatiques d'admission d'air* qui s'ouvrent lorsque la fermeture du vannage est assez rapide pour provoquer en aval des aubes directrices une dépression suffisante (l'air introduit joue le rôle de matelas élastique vis-à-vis du coup de bélier en retour et protège ainsi la machine) ;

— soit à *utiliser une loi de manœuvre d'urgence du vannage* relativement lente pour diminuer les surpressions et les dépressions.

3.2 Organe de garde

L'organe de garde est généralement constitué par une ou plusieurs vannes plates placées, selon la spécificité de l'installation, à l'amont ou à l'aval de la turbine.

3.3 Régulation

Elle est identique à celle d'un turbine Francis (figure 9) à laquelle est ajouté un circuit d'asservissement conjuguant la position des pales à celle du vannage.

3.4 Fonctionnement en déchargeur

■ **Fonctionnement sans vanne aval**

Les aménagements de basse chute doivent être protégés en cas d'annulation brusque du débit turbiné résultant d'un déclenchement des groupes. Il faut en effet éviter qu'une onde, positive dans le bief amont ou négative dans le bief aval, se propage, cela pour ne pas gêner la navigation ou encore pour prévenir des débordements. L'équipement classique de protection comporte des déversoirs de décharge évacuant les débits déviés des turbines. Cet équipement est coûteux. Une solution de remplacement avantageuse est l'utilisation des turbines elles-mêmes pour l'évacuation du débit ; c'est le *fonctionnement en déchargeur* réalisable avec des turbines Kaplan (ou bulbe). Ce fonctionnement est obtenu en déconjuguant les commandes du cercle de vannage et des pales du rotor, le distributeur étant partiellement ouvert et le rotor étant au contraire totalement ouvert. On arrive ainsi à dissiper suffisamment de puissance dans la turbine tout en évitant l'emballement de celle-ci.

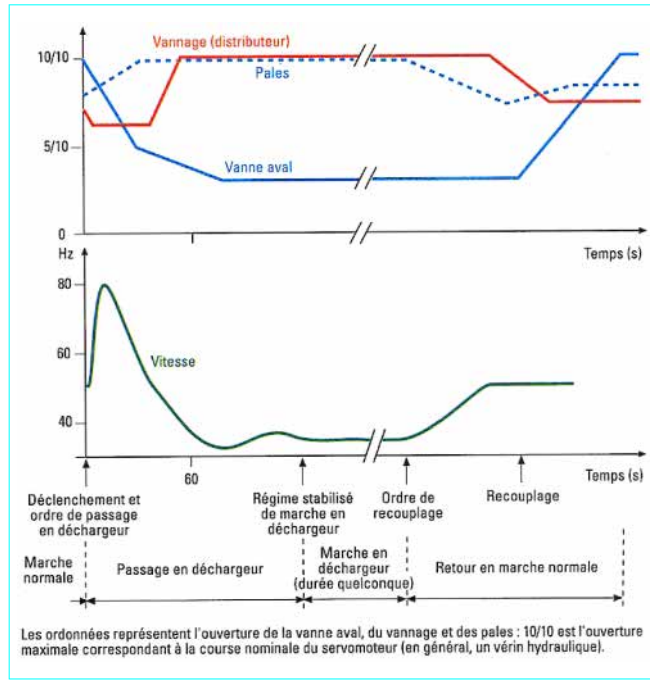


Figure 11 – Diagramme type de déclenchement d'un groupe axial avec passage en déchargeur puis recouplage

■ **Fonctionnement avec vanne aval**

Pour des fonctionnements en déchargeur à fort débit (70 % du débit nominal), on incorpore à l'extrémité de l'aspirateur une vanne qui, partiellement fermée, réduit l'énergie disponible à la turbine et dissipe elle-même une certaine puissance ; dans ce cas, le vannage et les pales sont complètement ouverts.

La vanne aval, partiellement baissée, engendre une perte de charge locale dans le conduit d'évacuation, d'où une forte remontée de la pression dans l'aspirateur.

En fait, la turbine fonctionne alors à l'emballement mais sous une hauteur de chute très réduite qui correspond à une vitesse de rotation inférieure au synchronisme et avec une pression élevée dans l'aspirateur, ce qui diminue notablement le risque de cavitation.

La vanne, de son côté, travaille sous une chute relativement proche de la chute totale et l'énergie de l'eau se dissipe à son aval sous forme de remous dans le canal de fuite, donc en dehors de la centrale.

Ce fonctionnement en déchargeur avec vanne aval est celui qui permet le plus grand débit (figure 11), aussi s'est-il généralisé sur la plupart des turbines Kaplan et pratiquement tous les groupes bulbes.

4. Turbines à écoulement axial ou groupes bulbes

4.1 Structure générale

Un groupe bulbe est constitué essentiellement d'une **turbine axiale** (l'écoulement étant axial) depuis la section d'entrée jusqu'à la section de sortie entraînant directement un alternateur fonctionnant à l'intérieur d'un carter étanche profilé en forme de bulbe. L'ensemble, dont l'axe est horizontal ou faiblement incliné, est immergé dans une galerie reliant les biefs amont et aval de l'aménagement hydroélectrique au travers du barrage de retenue (figure 12).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

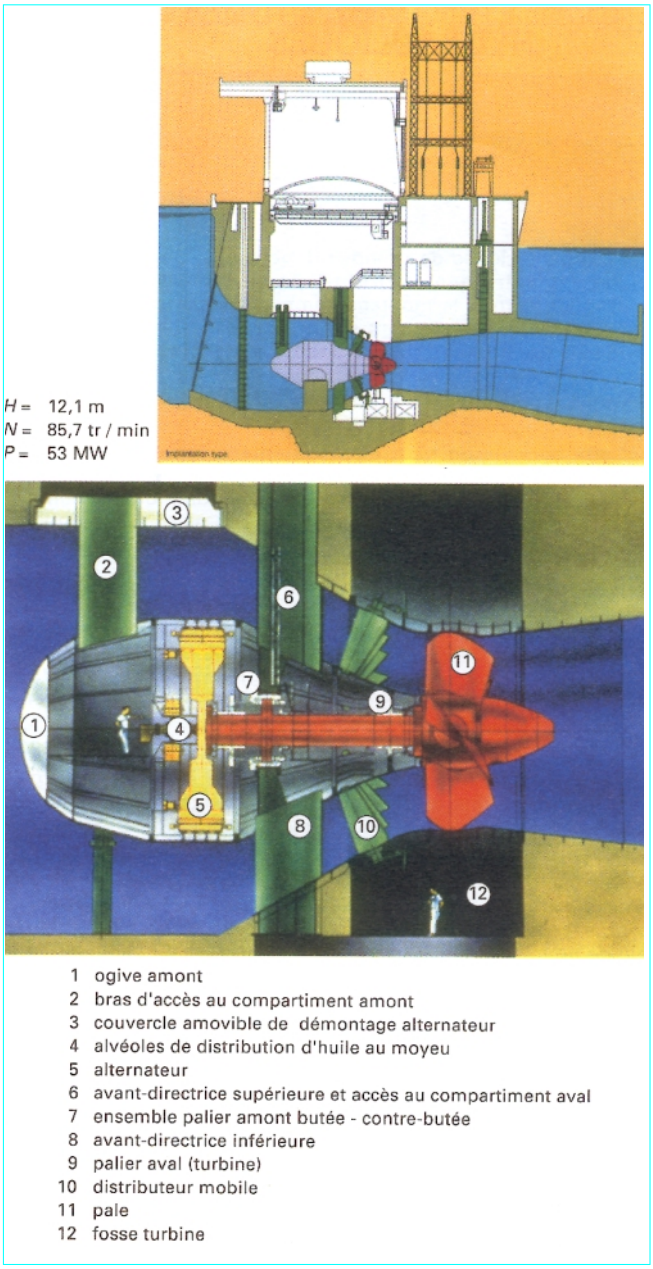


Figure 12 – Turbine-bulbe : centrale de Rock Island (États-Unis)

Cette disposition est particulièrement **bien adaptée aux très basses chutes** (2 à 15 m), **aux grands marnages et aux gros débits** (jusqu'à 400 m^3/s). Le bulbe a pratiquement supplanté, dans ce domaine, la turbine Kaplan. En effet, le tracé sensiblement rectiligne du conduit améliore les performances hydrauliques de l'écoulement, ce qui permet de diminuer les dimensions à puissance égale, avec la possibilité supplémentaire de fonctionner en pompe (machine réversible).

Nota : à partir de 1960, on a réalisé de nombreuses installations remarquables tant par leur taille que par leur originalité de conception ou de fonctionnement :

— la Rance : première usine marémotrice au monde, 24 bulbes réversibles de 10 MW ;
— le Rhône et le Rhin, en France, 50 groupes de 18 à 46 MW de puissance unitaire ;
— W.T. Love (États-unis) : groupes originaux par leur conception adaptée à une centrale préfabriquée sur barge amenée par flottage sur le site.

L'écoulement dans un groupe bulbe est sensiblement amélioré par rapport à celui régnant dans une turbine Kaplan du fait de la suppression de la bâche spirale, du coude terminant le distributeur ainsi que du coude de l'aspirateur. Il résulte aussi de ces suppressions une notable réduction des dimensions de la machine.

De plus, du fait de l'installation de l'alternateur dans le circuit hydraulique, le bâtiment d'usine peut être supprimé ; on arrive alors à une construction ramassée, souvent monobloc, d'un montage aisé et rapide.

Enfin, les groupes bulbes peuvent être rendus symétriques : ils ont alors une aptitude remarquable à fonctionner indifféremment dans les deux sens de circulation et cela non seulement en turbine, mais également en pompe ou en déchargeur. C'est d'ailleurs essentiellement en raison de cette aptitude que les groupes bulbes ont été choisis pour équiper les usines marémotrices.

L'accessibilité aux parties actives de la machine, toujours satisfaisante du côté hydraulique, a été grandement améliorée du côté alternateur.

Le groupe bulbe peut être conçu :

— avec double réglage : distributeur et pales réglables ;
— avec simple réglage : distributeur fixe et pales mobiles (parfois l'inverse) ;
— sans réglage : distributeur et pales non réglables ; dans ce cas, la conduite du groupe est assurée par une vanne située à l'aval.

Le choix entre ces variantes est orienté cas par cas par l'intérêt économique de l'exploitant, lequel recherche le meilleur compromis entre les caractéristiques de conception et de fonctionnement de la centrale.

Le bulbe équipé d'une vanne aval est particulièrement apte au fonctionnement en déchargeur lorsque la continuité du débit doit être assurée à travers la turbine et en particulier si le groupe est brutalement déconnecté du réseau.

Enfin, pour l'équipement des très basses chutes, le bulbe équipé d'un multiplicateur à engrenages (ou à courroie pour les petits groupes) constitue une solution économique qui permet l'utilisation d'un alternateur conventionnel tournant à grande vitesse. Si le bras d'accès vertical à l'alternateur est grossi pour faciliter le démontage de celui-ci ou du multiplicateur, on a affaire à un *groupe puits.*

Les axes de directrices peuvent être soit dans un plan perpendiculaire à l'axe de groupe (distributeur de forme plane), soit sur un cône de même axe que le groupe (distributeur conique). La roue, axiale, est constituée par une hélice tantôt à pales fixes, tantôt à pales mobiles comme dans une turbine Kaplan. L'**aspirateur-diffuseur** est rectiligne ou faiblement incurvé.

L'**alternateur**, de dimensions réduites, est disposé en amont de la roue. Suivant la puissance du groupe, l'alternateur tourne dans l'air atmosphérique ou pressurisé.

Seules les particularités des groupes bulbes par rapport aux turbines Francis ou Kaplan seront détaillées ci-après.

4.2 Conception mécanique

Avant-distributeur

Le comportement mécanique d'un groupe bulbe dépend principalement de la rigidité de sa structure porteuse.

Lors de la réalisation d'un groupe bulbe, une attention toute particulière est portée à cette structure qui est constituée essentiellement par l'avant-distributeur (ensemble d'avant-directrices). Son dimensionnement mécanique, ainsi que les caractéristiques de ses ancrages dans le génie civil font l'objet d'études très poussées.

Le choix de l'avant-distributeur comme structure porteuse unique du groupe procure de multiples avantages :

— une excellente répartition des masses et donc des efforts verticaux de part et d'autre de la zone d'ancrage dans le génie civil ;

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

— les efforts axiaux au niveau des ancrages sont ainsi limités aux seuls efforts d'origine hydraulique ;
— le génie civil est simplifié car tous les efforts sur la structure sont localisés dans l'unique tranche de l'ouvrage se trouvant au droit de l'avant-distributeur.

Deux des bras de l'avant-distributeur disposés verticalement sont creux. Ils sont utilisés pour la sortie des barres de puissance de l'alternateur et le passage des tuyauteries. L'accès au compartiment aval du groupe est très aisé et permet l'extraction des coussinets de palier et des patins de butée lors d'une opération d'entretien.

Distributeur

Il s'agit d'un distributeur conique comportant de 16 à 24 directrices mobiles manœuvrées par un cercle de vannage attelé à deux servomoteurs ou par un servomoteur avec contrepoids. Il doit assurer une très bonne étanchéité lors de l'arrêt du groupe. L'usinage précis des parties sphériques des deux flasques, des tranches d'extrémité des directrices et de leurs zones de contact en position fermée confère à l'ensemble du distributeur une réalisation d'une géométrie rigoureuse avec des jeux de fonctionnement minimaux.

Les exigences d'un entretien très réduit ont amené à prévoir un revêtement inoxydable des tourillons des directrices au niveau des portées des paliers et des joints d'étanchéité. De même, la mise en œuvre de matériaux autolubrifiants pour les paliers, les guidages et les articulations réduit considérablement l'usure.

Paliers, butée et contre-butée

Ils sont **à coussinets ou à patins régulés** lorsque la charge qu'ils supportent est importante.

La poussée et la contre-poussée hydrauliques sur la roue de la turbine sont reprises par un ensemble butée/contre-butée fixé sur l'avant-distributeur au droit des avant-directrices de façon que les efforts soient transmis le plus directement possible aux ancrages et au béton d'infrastructure de la centrale. La butée est équipée d'un dispositif d'équirépartition de la charge.

La lubrification des paliers et butées s'effectue par gravité à partir d'un bac à huile placé au-dessus du groupe, ce qui constitue une solution particulièrement simple et fiable.

Montage

Le montage d'un groupe bulbe est particulièrement court, donc économique.

L'aspirateur étant déjà intégré dans le béton en première phase, on commence par sceller l'avant-distributeur dans le génie civil. On fixe ensuite le distributeur déjà partiellement monté en usine.

Dans l'ensemble ainsi constitué, on rentre l'arbre autour duquel paliers, butée et contre-butée ont été préalablement assemblés.

Enfin, on peut effectuer en parallèle :
— le montage du rotor, du stator et de l'ogive dans la fosse amont ;
— le montage du moyeu de roue, des pales, du cône turbine et de la ceinture dans la fosse aval ;
— le montage des accessoires.

4.3 Régulation

La **régulation d'un groupe bulbe** est semblable à celle de la turbine Kaplan (figure 10) avec en plus, très souvent, l'automatisation du passage et du fonctionnement en déchargeur.

La station de fourniture d'huile est commune à la régulation et à la lubrification de la machine. Cette disposition limite le nombre des auxiliaires, simplifie les automatismes et réduit la consommation d'énergie.

4.4 Vanne aval de protection

Le système de protection le plus sûr pour les groupes bulbes comprend une vanne logée dans l'aspirateur à une distance suffisante de la roue. Cette disposition n'altère que très peu le tracé du diffuseur, seul le radier à l'aval immédiat de la vanne est légèrement modifié pour éviter les dépôts de matériaux solides à la partie basse des rainures latérales.

La vanne aval a pour fonctions :
— la protection contre l'emballement ;
— l'isolement aval lors de la mise à sec du groupe ;
— la marche en déchargeur.

Pour les groupes ne comportant pas d'organes de réglage, elle assure également le démarrage, le couplage, la prise de charge progressive et l'arrêt.

Le tablier est composé d'éléments assemblés par tirants, ce qui facilite considérablement les opérations de montage et démontage. Chaque élément est muni de roues montées soit sur roulements à rouleaux, soit sur bagues autolubrifiantes. La garniture en caoutchouc assurant l'étanchéité dans le sens aval vers amont et amont vers aval est située côté amont du tablier.

La vanne est manœuvrée par vérin à huile simple effet. La fermeture se fait par gravité sans apport d'énergie en suivant, grâce à un système de valves, une loi de manœuvre à plusieurs vitesses afin d'obtenir les meilleures conditions de fonctionnement du groupe pendant la coupure.

Cas particulier de la turbine Straflo

Il s'agit d'une turbine axiale à axe horizontal avec alternateur disposé en ceinture de roue. Des joints d'étanchéité de grand diamètre relient les parties fixes du conduit à la ceinture tournante solidaire du rotor de l'alternateur et entraînée par les pales de la roue. Concurrente du groupe bulbe, la turbine Straflo s'est peu développée.

5. Turbines-pompes

Dans les grands réseaux d'électricité modernes, la production thermique (d'origine classique ou nucléaire) prend une place de plus en plus importante au regard de la production hydraulique ; par contre, elle ne permet pas d'assurer facilement la modulation nécessaire pour suivre les variations importantes et brutales de la consommation (figure ci-dessous). Il en résulte que l'on doit disposer d'une réserve d'énergie pouvant être libérée très rapidement au moment voulu ; d'où l'idée d'utiliser l'électricité excédentaire des heures creuses pour accumuler de l'énergie potentielle par pompage d'eau dans des réservoirs d'altitude et la restituer ensuite aux heures de pointe. C'est la fonction des turbines-pompes qui acceptent aisément les variations rapides de charge.

On peut classer ces machines en :
— **groupes ternaires**, dans lesquels les fonctions de pompage et de turbinage sont assurées par des machines distinctes ;
— **groupes réversibles** constitués d'un seul rotor fonctionnant tantôt en pompe, tantôt en turbine ;
— **groupe isogyre**, synthèse des deux précédents, dans lequel le rotor, unique, est divisé en deux parties, chacune de celles-ci étant spécialisée, l'une pour le pompage, l'autre pour le turbinage.

Quel qu'en soit le type, les groupes turbines-pompes sont raccordés au réseau électrique par une machine synchrone unique qui joue le rôle de moteur pour la fonction pompe et le rôle d'alternateur pour la fonction turbine.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

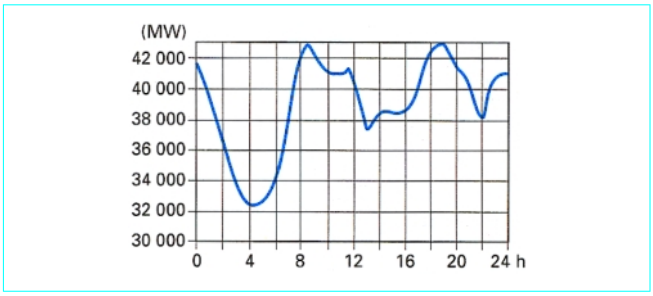


Figure 13 – Exemple de courbe journalière de charge du réseau EDF

5.1 Groupes ternaires

5.1.1 Conception d'ensemble

Les groupes ternaires sont constitués d'une turbine, d'un alternateur-moteur et d'une pompe montés sur un même arbre. Leur disposition peut être horizontale (figure **14*a***) ou verticale (figure **14*b***). L'accouplement entre la pompe et l'alternateur-moteur est débrayable ; la liaison entre l'alternateur-moteur et la turbine, par contre, est en général permanente.

La pompe et la turbine sont toutes deux optimisées pour les conditions de fonctionnement choisies. En particulier, les puissances en pompage et en turbinage peuvent être différentes. Les groupes ternaires fonctionnant toujours sous des hauteurs de chute supérieures à 200 ou 300 m, la turbine sera du type Francis (figure **14*a***) ou Pelton (figure **14*b***) et la pompe sera le plus souvent multicellulaire.

5.1.2 Conditions de fonctionnement

En service de turbinage, les groupes ternaires fonctionnent toujours avec la pompe désaccouplée ; on évite ainsi les pertes par ventilation de la pompe qui, même si celle-ci est dénoyée, ne sont pas négligeables ; cette solution permet également, si on le souhaite, de ne pas dénoyer la pompe, ce qui constitue un gain de temps pour la mise en fonctionnement.

En service de pompage, on se contente en général de dénoyer la turbine dont les pertes par ventilation sont plus faibles. Le groupe peut encore fonctionner en compensateur synchrone, la pompe étant alors désaccouplée et la turbine dénoyée. Le dénoyage des machines est effectué à l'air comprimé.

5.1.3 Auxiliaires

L'accouplement débrayable de la pompe peut être *mécanique* (figure **14*a***) ou *hydraulique* (figure **14*b***) ; dans ce dernier cas, ce sera un coupleur hydraulique à remplissage variable.

Le démarrage du groupe en turbine ne pose pas de problème particulier ; pour le démarrage en pompe, on trouve diverses variantes qui ne sont pas indifférentes vis-à-vis des appels de courant à effectuer sur le réseau. Lorsque l'accouplement de la pompe est mécanique, il peut par exemple être avantageux d'utiliser une *turbine auxiliaire de lancement* dimensionnée pour porter la pompe dénoyée à sa pleine vitesse en un temps très court, soit en une dizaine de secondes environ ; une fois la vitesse de synchronisme atteinte, l'accouplement est embrayé et l'entraînement de la pompe est repris par l'alternateur-moteur ; dans le cas de la figure **14*a***, la turbine de lancement, du type Pelton, est conjuguée avec l'accouplement. Avec un coupleur hydraulique (figure **14*b***), la turbine auxiliaire n'est plus nécessaire ; c'est l'alternateur-moteur ou même parfois la turbine qui sont utilisés comme moteur de lancement de la pompe.

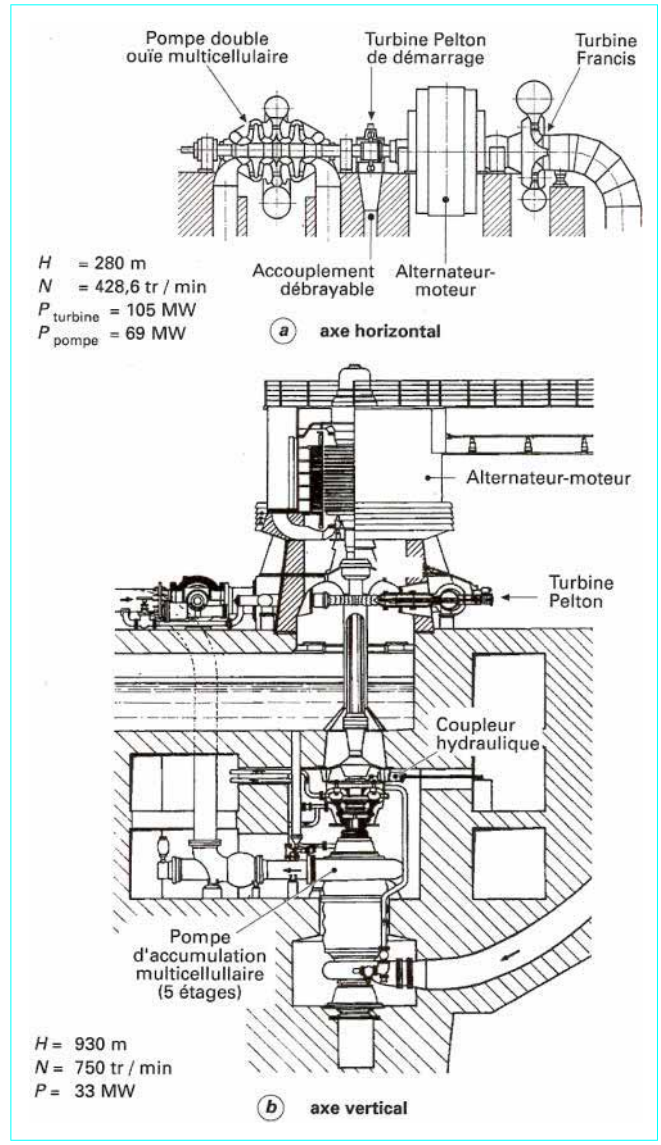


Figure 14 – Turbines-pompes : groupes ternaires à axe horizontal et à axe vertical

5.1.4 Changement de régime

Le démarrage et le changement de régime de fonctionnement d'un groupe ternaire s'effectuent assez rapidement, les temps étant de l'ordre de la centaine de secondes avec le groupe schématisé à la figure **14*b***.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Citons à titre d'exemple la séquence du démarrage en pompe de ce groupe, les temps indiqués entre parenthèses précisant la durée de cette séquence :

— mise en service de la turbine ;
— mise en parallèle de l'alternateur sur le réseau ;
— dénoyage de la turbine et de la pompe ($t = 0$) ;
— démarrage de la pompe par la turbine de lancement ($t = 4$ s) ;
— accouplement de la pompe à la vitesse normale ($t = 16$ s) ;
— désaération et remplissage de la pompe ($t = 36$ à 40 s) ;
— ouverture de la vanne de refoulement et prise de charge ($t = 90$ à 95 s).

5.1.5 Inconvénients et avantages

Les groupes ternaires sont *coûteux* et *encombrants*, surtout en raison de la multiplication des conduits et des vannes. **Ils sont cependant les seuls indiqués pour le cas où l'on désire une puissance de turbinage réellement plus grande que la puissance de pompage**. Leur *rendement* est en outre *excellent* car chaque composant peut être optimisé séparément. Enfin, ces groupes possèdent une grande souplesse de fonctionnement et permettent d'éviter facilement les pointes de courant plus ou moins importantes qui se présentent lors du démarrage par voie électrique. La tendance est néanmoins de les remplacer par des groupes réversibles et ce pour des hauteurs de chute de plus en plus élevées, atteignant 1 200 m.

5.2 Groupes réversibles

5.2.1 Conception d'ensemble

Les groupes réversibles se composent d'un alternateur-moteur et d'une turbomachine unique fonctionnant en pompe dans un sens de rotation et en turbine dans l'autre.

La turbine-pompe a des caractéristiques « pompe » qui, en fonction de l'ouverture du distributeur, sont assez voisines les unes des autres. Par contre, en fonctionnement « turbine », on dispose d'une colline de rendement semblable à celle d'une turbine Francis de haute chute mais avec des coefficients d'emballement encore plus réduits. D'autre part, les courbes à ouverture constante peuvent, en s'approchant de l'emballement, présenter des anomalies qui se traduisent par des coups de bélier lors des phénomènes transitoires.

On rencontre divers types de groupes réversibles (figure 15), chaque type étant plus particulièrement adapté à une certaine gamme de hauteurs de chute. Ces gammes se répartissent approximativement de la manière suivante :

— **chutes inférieures à 15 m** : groupes bulbes utilisés surtout dans les usines marémotrices ;
— **chutes comprises entre 15 et 50 m** : machines hélicocentrifuges avec distributeur conique et pales fixes (figure 16) ou orientables (type Deriaz).

Dans les turbines Deriaz à pales orientables, l'axe des pales n'est plus perpendiculaire à l'arbre de la machine comme c'est le cas pour les roues Kaplan. Ces machines sont à la turbine Francis ce que la turbine Kaplan est à l'hélice, c'est-à-dire des machines à double réglage s'adaptant très bien aux variations de chute et de charge lorsqu'elles fonctionnent en turbine. En pompe, ces machines ont une *grande facilité de réglage du débit*, ce qui peut être très intéressant. À signaler la faible valeur du couple de démarrage pales fermées :

— **chutes comprises entre 400 et 600 m** : machines radiales dérivées des turbines Francis simples (figure 17 type mono-étage) ;
— **chutes supérieures à 600 m** : machines radiales multicellulaires (figure 18) ou machines radiales monocellulaires mises en série.

Le plus souvent, toutes ces machines comportent un distributeur-diffuseur à aubes directrices orientables. Ce réglage est essentiel pour moduler la puissance du groupe en régime de turbinage ; en pompage par contre, sauf pour les machines semi-axiales, il est pratiquement sans effet utile. On trouve cependant aussi des groupes réversibles ne comportant aucun réglage interne ; ces groupes fourniront donc, en turbine, toute la puissance correspondant à la hauteur de chute disponible.

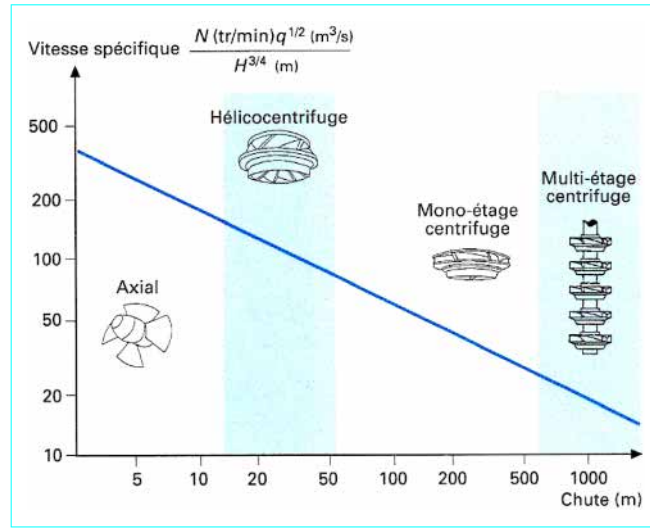


Figure 15 – Classement des turbines-pompes réversibles

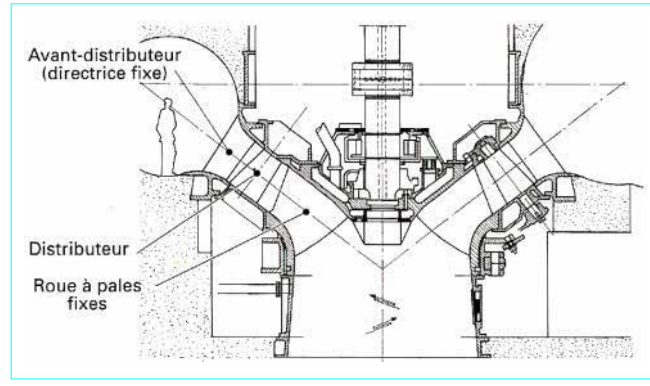


Figure 16 – Turbine-pompe réversible, type semi-axial ou hélicocentrifuge à distributeur conique et pales fixes

5.2.2 Développement des groupes multi-étages

La création des machines multi-étages a répondu au souci de réduire le coût des investissements pour une puissance donnée en cherchant à utiliser des sites de grande hauteur de chute avec des débits modestes, alors que les turbines mono-étages ne permettaient pas de refouler l'eau à ces grandes hauteurs. Dans un premier temps, le développement a porté sur le type à diffuseurs fixes.

Citons en exemple les douze turbines-pompes du même type dans les centrales de l'Eau d'Olle et de Super Bissorte près de Grenoble. D'une puissance unitaire de 152 MW, elles comportent respectivement quatre étages à l'Eau d'Olle sous une hauteur de refoulement de 971 m et cinq étages à Super Bissorte sous une hauteur de refoulement de 1 217 m.

Comme ces machines à diffuseurs fixes ne permettent pas de régler la puissance en turbine, on peut les associer à des turbines classiques qui assurent globalement pour l'installation la flexibilité

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

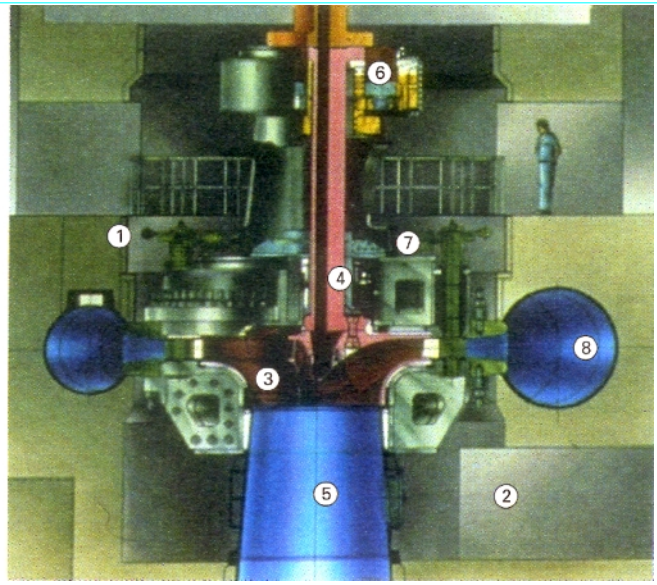


Figure 17 – Turbine-pompe, type mono-étage centrifuge : centrale de Montézic (France)

Figure 18 – Parties tournantes de machines radiales multicellulaires

partielle de la puissance et l'autonomie de démarrage en « dos-à-dos » des turbines-pompes en pompes par les turbines Pelton.

Une seconde étape, visant des turbines-pompes modulables de grandes puissances, a consisté à développer un nouveau type de machine, la turbine-pompe bi-étage à distributeurs réglables.

Première réalisation de moyenne puissance (37,7 MW sous une hauteur de chute de 438 m), le groupe situé à l'usine du Truel (France) a été mis en service en décembre 1983.

Les recherches sont poursuivies activement dans deux directions en vue de proposer à la clientèle des turbines-pompes modulables et de grandes puissances :

— extension du domaine d'utilisation des machines mono-étages à des chutes plus élevées ;

— développement des machines bi-étages pour des hauteurs de refoulement encore plus importantes.

Les conceptions et études hydrauliques sont identiques à celles des turbines Francis avec des compléments d'essais en pompes (4 cadrans).

5.2.3 Difficultés de réalisation

Nous nous bornerons ici à examiner le cas des machines radiales dérivées des turbines Francis, actuellement les plus répandues. Si l'on compare une roue de turbine Francis et une roue de pompe hélicocentrifuge (figure **19**), on constate des différences sensibles de conception ; en particulier la roue Francis a des canaux plus courts et des angles d'entrée plus élevés qui la rendent incompatible avec un bon fonctionnement en pompe ; pour ce dernier en effet, l'écoulement étant ralenti, les couches limites seraient trop exposées au décollement.

Si l'on veut réaliser une roue réversible, elle doit en principe être conçue comme une roue de pompe qui, en marche inversée, fonctionnera en turbine. Ce compromis de tracé fait qu'une roue réversible a un rendement moindre en turbine qu'une roue Francis normale pour les mêmes conditions ; ce fait est illustré par la figure **20*a*** où les rendements en pompe et en turbine d'une roue réversible sont comparés à celui d'une turbine Francis.

On remarquera également que si les rendements optimaux en pompe et en turbine d'une roue réversible ont une valeur voisine, les points de fonctionnement optimaux ne coïncident pas. Ce fait peut encore être constaté sur la figure **20*b*** où les caractéristiques énergétiques et de rendement d'une roue réversible, tournant à une vitesse constante et égale pour les deux sens de rotation, ont été portées en graphique. En particulier, on remarquera que l'énergie massique utile (c'est-à-dire transférée au fluide) optimale en pompe est inférieure à l'énergie massique disponible (c'est-à-dire communiquée à l'arbre) optimale en turbine. Cette propriété des roues réversibles va à l'encontre de ce qui est souhaitable puisque l'énergie massique disponible de la turbine est égale à l'énergie massique

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

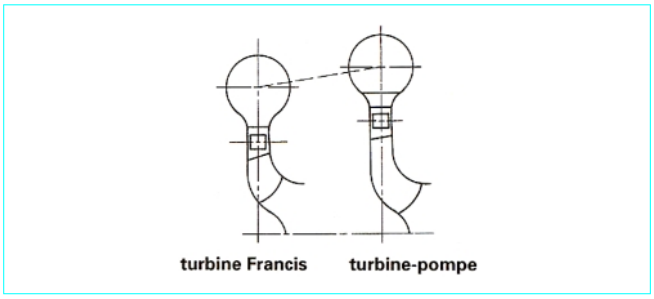


Figure 19 – Comparaison d'une roue de turbine Francis et d'une roue de turbine-pompe dérivée d'une roue de pompe

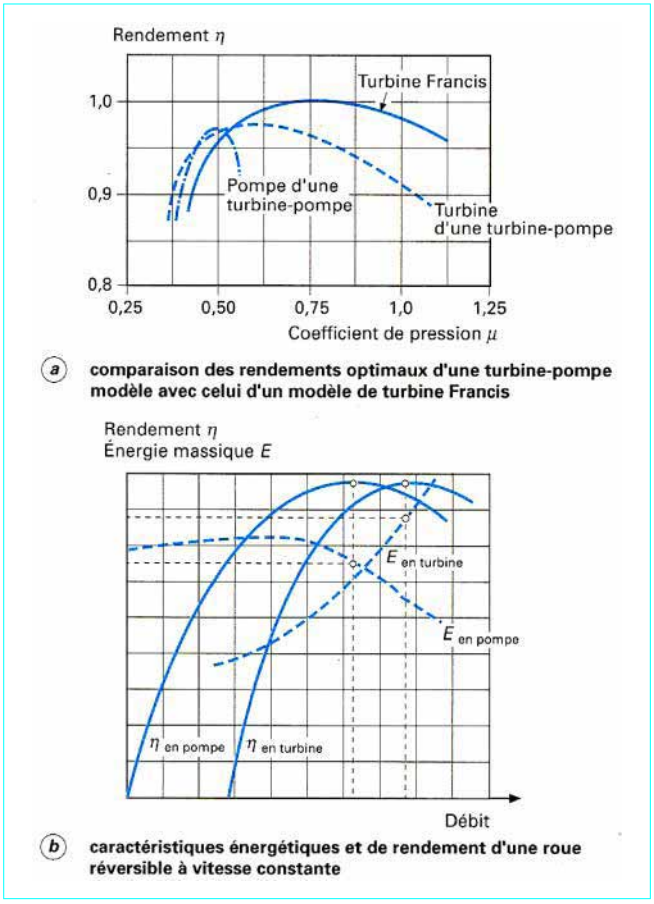


Figure 20 – Difficultés de réalisation des groupes réversibles

brute (correspondant à la différence d'altitude entre bief amont et bief aval) *diminuée* des pertes de charge de l'aménagement hydroélectrique tandis que l'énergie massique utile de la pompe doit être égale à l'énergie massique brute *augmentée* de ces pertes de charge.

5.2.4 Avantages et inconvénients

Comparés aux groupes ternaires, les groupes réversibles présentent les avantages essentiels d'une *plus grande simplicité d'installation* et d'un *moindre encombrement*. Les machines réversibles sont aussi moins coûteuses et leur choix s'impose, *a priori*, lorsque la part du coût de l'équipement électromécanique s'accroît par rapport au coût global de l'installation, et ce, même si, du fait du compromis de tracé de la roue réversible, le rendement énergétique est moindre.

Le défaut principal de la machine réversible est l'exigence de l'inversion du sens de rotation pour passer du fonctionnement turbine au fonctionnement pompe ou *vice versa*, ce qui allonge le temps nécessaire à ces opérations. En outre, le démarrage en pompe est moins aisé que pour un groupe ternaire. Il doit être assuré par des moyens externes à turbine-pompe tels que moteur poney (moteur asynchrone monté en bout d'arbre), turbine auxiliaire, convertisseur statique de fréquence, dos-à-dos avec d'autres groupes, démarrage asynchrone de l'alternateur-moteur, la pompe étant éventuellement dénoyée pour diminuer le couple résistant.

Un autre inconvénient de la machine réversible est qu'elle ne permet plus de choisir une puissance de turbinage supérieure à celle de pompage ; du fait de la conception même de ces machines, si les vitesses de rotation sont égales pour les deux régimes, ces puissances sont en effet tout au plus sensiblement égales. La solution consistant à faire tourner le groupe à des vitesses différentes en pompe et en turbine est pratiquement abandonnée en raison des complications au niveau de l'alternateur-moteur qu'elle entraîne.

Enfin, le distributeur-diffuseur, nécessaire au réglage du fonctionnement en turbine, crée des difficultés en fonctionnement en pompe ; cet élément est alors fortement sollicité par les fluctuations de pression existant à la sortie de la roue, et des précautions doivent être prises pour éviter de trop fortes vibrations.

5.2.5 Conception mécanique

Une turbine-pompe est soumise à des sollicitations dynamiques plus sévères qu'une turbine classique de même type du fait :

— de la dualité du fonctionnement : turbinage et pompage avec double sens de rotation et double sens d'écoulement ;

— des phénomènes transitoires plus variés et plus accentués.

Les contraintes, les déformations statiques et dynamiques dans tous les cas de fonctionnement doivent donc être calculées avec précision et sûreté.

Les principales particularités de la conception mécanique concernent :

— **la ligne d'arbre** : elle est très rigide et nécessite en général 3 paliers dont 2 pour l'alternateur-moteur. Le palier turbine est placé juste au-dessus de la roue dont le porte-à-faux se trouve réduit au minimum. Les efforts dynamiques importants qui sollicitent cette dernière lors des transitoires sont ainsi très bien repris ;

— **le pivot** : il est d'un type garantissant une équirépartition parfaite de la charge sur les patins et assure les deux sens de rotation ;

— **la bâche spirale** (volute et avant-distributeur) : elle ne comporte plus de brides et boulons. L'assemblage sur le site est réalisé en utilisant les méthodes les plus récentes de soudage en forte épaisseur.

Outre son rôle hydraulique d'alimentation de la machine, la bâche assure la fonction d'ancrage de la turbine-pompe. L'étude de l'ancrage avec bétonnage sous pression partielle permet d'assurer une liaison plus sûre au béton d'enrobage ;

— **les directrices** : elles sont identiques à celles des turbines Francis mais les distributeurs doivent être beaucoup plus rigides ;

— **la roue** : elle est généralement en acier moulé inoxydable à haute caractéristique, à 13 ou 17 % de chrome et 4 % de nickel.

Associée à la disposition pivot sur le fond, le démontage de la roue par-dessous apporte une solution élégante et rationnelle à tous les problèmes d'entretien. Toutes les parties vitales sont, en effet, alors directement accessibles, en particulier : roues, directrices, labyrinthes, etc.

Bien entendu, la conception générale d'un groupe peut être adaptée cas par cas aux souhaits du client, notamment pour ce qui concerne :

- le démontage de la turbine à l'étage intermédiaire,
- le pivot sur croisillon supérieur alternateur, surtout pour les petites machines rapides de très hautes chutes,

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

• le démontage au travers du stator d'alternateur pour les grosses machines de basses chutes ;

— **les organes de garde** : comme pour les turbines classiques, des organes de garde sont, dans la grande majorité des cas, installés entre la bâche spirale et la conduite forcée amont pour assurer la coupure du débit, en cas de défaillance de la commande du distributeur, et l'isolement afin de permettre les opérations d'entretien et le fonctionnement avec la bâche à pression réduite.

Selon la pression de service, on utilise soit des robinets sphériques, soit des vannes papillon à lentille treillis ou à lentille pleine.

Les turbines-pompes sont souvent implantées dans des centrales souterraines, car la roue doit être à un niveau assez bas pour éviter la cavitation en fonctionnement en pompe. C'est pourquoi, en général, des organes de garde sont également prévus, à la sortie de l'aspirateur pour assurer la sécurité, côté conduite aval. Ce sont des vannes wagon ou des vannes papillon à lentille treillis.

Enfin, les groupes multi-étages (à distributeur fixe) comportent à l'amont, en série avec l'organe de garde, un second robinet spécial dit « de service » qui assure :

— le réglage automatique de la vitesse jusqu'au couplage pour le démarrage hydraulique en turbine ;
— les prises de charge (en turbine et en pompe) ;
— la coupure du débit à chaque arrêt.

5.2.6 Régulation

La régulation est semblable à celle des turbines Francis. Les turbines Deriaz ont une commande des pales semblable à celle des turbines Kaplan.

5.3 Groupe isogyre

Le groupe isogyre a été conçu selon un principe original développé par les Ateliers des Charmilles (Genève) ; comme les groupes réversibles, il est composé d'un alternateur-moteur et d'une turbomachine unique. Cette dernière (figure **21**) groupe en un même ensemble tournant une roue de turbine et une roue de pompe, adossées l'une à l'autre, calées sur le même arbre et desservies par une même bâche spirale qui présente deux ensembles distincts d'entretoises, l'un formant diffuseur pour la pompe, l'autre formant avant-distributeur pour la turbine. Cet avant-distributeur conduit l'écoulement vers des aubes directrices orientables ; son rôle est essentiel ; c'est en effet lui qui crée la déviation permettant d'avoir le *même sens de rotation* pour les fonctionnements en pompe et en turbine.

Deux vannes-fourreaux indépendantes sont disposées l'une à l'entrée de la roue-turbine, l'autre à la sortie de la roue-pompe. Ces vannes permettent d'isoler une roue lorsque l'autre travaille, une injection d'air sous pression permettant en outre de dénoyer la roue non utilisée. Chacune d'elles est combinée avec un piston de manière à constituer avec le cylindre correspondant une chambre annulaire où l'on met en jeu de l'huile ou de l'eau filtrée sous pression en vue de déplacer longitudinalement le fourreau ; des tiroirs de distribution séparés permettent de commander à volonté chaque vanne. L'étanchéité obtenue est excellente ; de plus, la coupure du débit s'opère pratiquement sans vibration.

Actuellement, la quasi-totalité des turbines-pompes est du type réversible. Le groupe ternaire n'est utilisé que dans des cas très spéciaux et l'isogyre ne s'est pas développé.

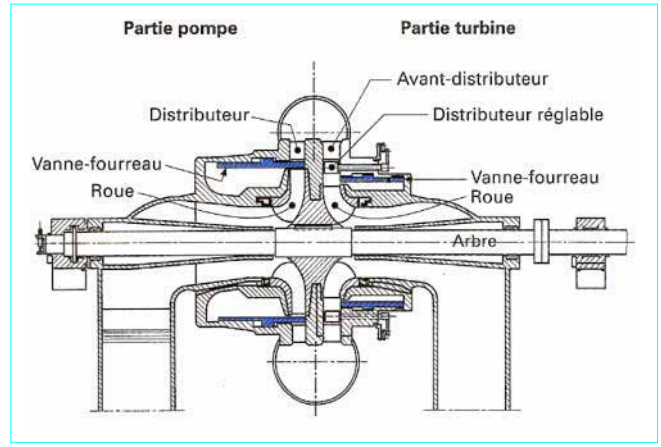


Figure 21 – Turbine-pompe isogyre : coupe schématique
(doc. Ateliers des Charmilles)

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique